doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.S2.016

含轴裂纹甘蔗切割器系统非线性动力学特性分析*

魏道高'胡美玲'马倩'区颖刚2

(1. 合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009; 2. 华南农业大学南方农业机械与装备关键技术重点实验室, 广州 510642)

摘要:将切割器简化成铅垂悬臂转子-支承系统,将斜裂纹设置在轴与盘身连接处附近,考虑裂纹与切割力2种非 线性因素建立了该系统的3自由度动力学方程。基于该模型,选用开斜裂纹刚度计算模型,对含斜裂纹的甘蔗切 割器动力特性进行数值计算与分析。结果表明,系统在含裂纹与无裂纹时相比刀盘轴心轨迹及其频率成分有显著 不同;刀盘轴转速为800 r/min时,随裂纹深度增加,轴心轨迹形状变化较大,对应的进动幅值呈递增趋势。 关键词:甘蔗 切割器 斜裂纹 非线性切割力

中图分类号: S225 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2013) S2-0080-06

Nonlinear Dynamic Characteristics of Sugarcane Cutter System with Cracked Shaft

Wei Daogao¹ Hu Meiling¹ Ma Qian¹ Ou Yinggang²

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China

 $2.\ Key\ Laboratory\ of\ Key\ Technology\ on\ Agricultural\ Machine\ and\ Equipment\ ,\ Ministry\ of\ Education\ ,$

South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China)

Abstract: The cutter was simplified to a vertical over-hung rotor-bearing system. The slant crack was set near the junction of shaft and disk, only considering two nonlinear factors: the slant crack and the nonlinear cutting force. 3-DOF dynamic equations of the system were founded. Based on this model, a stiffness calculation model of opening slant crack was chosen and the dynamic characteristics of slant cracked cutter were investigated by numerical simulation. The results showed that, when the system was under the action of crack, the orbit of the shaft center and frequency components of the cutter were significantly different from that without the crack. When n was 800 r/min, as the crack depth increased, the shapes of orbit of the shaft center varied comparatively great and the corresponding displacement amplitudes tended to increase.

Key words: Sugarcane Cutter Slant crack Nonlinear cutting force

引言

切割器是甘蔗收获机重要的功能件,对于其运 动学及动力学特性,许多学者在理论与试验方面都 作了广泛而深入的研究^[1-5]。切割器在工作过程中 刀盘轴既受到马达驱动扭矩,同时又受到非线性切 割力对刀盘轴扭转阻力矩的作用。因此,刀盘轴就 有可能产生斜裂纹。而地面行走的切割器既是功能 件也是安全件,刀盘轴上裂纹是其安全工作的隐患, 因此对轴上含斜裂纹切割器动力特性进行研究,能 为斜裂纹识别提供理论参考。从 20 世纪 70 年代 起,国内外学者关于裂纹轴转子动力学特性及裂纹 识别已有广泛深入研究^[6-7]。但关于含轴裂纹的甘 蔗切割器系统动力特性研究很少。

本文建立考虑刀轴裂纹与刀盘切割力的切割器 动力学系统3自由度系统方程,运用数值计算分析

收稿日期: 2013-06-26 修回日期: 2013-07-09

^{*}华南农业大学南方农业机械与装备关键技术重点实验室开放基金资助项目(KF200707)和国家自然科学基金资助项目(51050002) 作者简介:魏道高,副教授,主要从事汽车系统动力学与转子系统动力学研究,E-mail: weidaogao@huft.edu.cn

有无裂纹时系统非线性动力学特性的变化,为其安 全设计提供理论参考。

含裂纹刀盘切割器系统动力学模型 1

1.1 力学模型

以国产某型单圆盘收获机为样机,对其切割器 系统构建了如图1所示力学模型。oxyz为该系统固 定坐标系,其中 xo'y 为切割器水平切割面,x 为工作 时前进方向,刀盘顺时针旋转,γ为切割甘蔗进动方 向,z为刀轴铅垂安装方向。斜裂纹在刀轴与刀盘 连接部位,d为刀轴直径,l为刀轴长度,R为刀盘半 径,R₁为切割器切割力工作点半径,F₂、F₂为刀盘非 线性切割力在 x、y 方向的分力。并且在构建力学模 型时做了如下假设:①假设转轴的支撑为刚性。 ②忽略了刀盘倾角。③假设转轴上的裂纹为45°开 斜裂纹,转轴裂纹的位置在刀轴与刀盘连接部位。 ④切割器工作过程中,假设刀盘旋转一周,4个刀片 分别切断一根甘蔗,目为一刀切断。





1.2 切割器系统运动微分方程

式

基于图1切割器-支撑系统模型,运用拉格朗日 运动学方程建立该转子系统沿 x、y 方向进动和绕 z 方向旋转的运动微分方程组为

$$\begin{pmatrix} m\ddot{x} + c\dot{x} + k_{x}x + k_{xy}y + k_{xT}\alpha = F_{x} + \\ me(\omega + \dot{\alpha})^{2}\cos(\omega t + \alpha + \Phi) + \\ me\ddot{\alpha}\sin(\omega t + \alpha + \Phi) \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + k_{xy}x + k_{y}y + k_{yT}\alpha = -F_{y} + \\ me(\omega + \dot{\alpha})^{2}\sin(\omega t + \alpha + \Phi) - \\ me\ddot{\alpha}\cos(\omega t + \alpha + \Phi) \\ J_{p}\ddot{\alpha} + c_{T}(\omega + \dot{\alpha}) + k_{Tx}x + k_{Ty}y + k_{T}\alpha = \\ -F \left| \sin\left(\frac{1}{2}\omega_{T}t\right) \right| R_{1} + m\ddot{x}esin(\omega t + \\ \alpha + \Phi) - m\ddot{y}ecos(\omega t + \alpha + \Phi) \\ \hline \Psi \quad m - \mathcal{J} \, \Delta \pm \mathcal{J} \, \mathcal{J} \, \dot{\beta} \, \mathcal{G} \, \pm \\ \omega - \mathcal{J} \, \Delta \, \dot{k} \, \mathcal{G} \, \mathcal{G} \, \underline{k} \, \underline{k} \, \mathcal{G} \, \underline{k} \,$$

J。——刀盘的转动惯量 c----横向振动方向的阻尼系数 c_r——扭转方向的阻尼系数 x、y----两横向方向的位移

α——扭转方向的扭转角

Φ------刀盘初始相位角

e——刀盘偏心距 *F*——切割力幅值

ω.——扭转激励频率

固定坐标系下的刚度矩阵为

 $\boldsymbol{k}_{g} = \begin{bmatrix} k_{x} & k_{xy} & k_{xT} \\ k_{xy} & k_{y} & k_{yT} \\ k_{Tx} & k_{Ty} & k_{T} \end{bmatrix}$

式中 $k_x \ x_y \ x_y$ 方向的横向刚度及绕 z 方向 的扭转刚度

 k_{xx} 、 k_{xT} 、 k_{xT} 、 k_{Tx} 、 k_{Tx} ——各方向的耦合刚度

1.3 斜裂纹刚度计算方法选择

目前裂纹转子轴的刚度模型主要有开裂纹模型 和呼吸裂纹模型。本文采用的切割器模型为直立转 子,假定裂纹在转子运行过程中始终处于张开状态, 为开裂纹。而对开裂纹轴刚度计算方法主要有当量 法、数 值 计 算 法^[8] 和 Dimarogonas 方 法^[9~10]。 Dimarogonas 方法与上述两种方法比较,有精度较高 及较易实现的优点^[11]。且由于本文需研究切割器 系统在 x、y 方向及绕 z 扭转方向的振动特性, 而该 方法可以用来推导裂纹转子弯曲、扭转和纵向振动 存在耦合时的刚度矩阵,从而方便地讨论裂纹转子 的耦合振动问题^[12]。

Dimarogonas 方法是一种用断裂力学中的应力 强度因子和能量释放率来计算刚度的方法。本文根 据附加柔度与能量释放率间的关系、能量释放率与 应力强度因子间的关系寻求切割器轴含裂纹时的附 加柔度。含裂纹时转轴的释放能为[13]

$$W = \iint_{A} \left(\frac{1}{E'} K_{\mathrm{I}}^{2} + \frac{1+\mu}{E'} K_{\mathrm{II}}^{2} \right) \mathrm{d}\vartheta \mathrm{d}Y \qquad (2)$$

其中

 $E' = E/(1 - \mu^2)$ 式中 ϑ----裂纹截面处积分单元长度

Y——裂纹截面处纵坐标

*K*₁、*K*₁ ── I型(张开型)、Ⅲ型(撕裂型)裂 纹模式的应力强度因子^[11]

根据卡氏定理^[14],附加局部柔度可表达为

$$\Delta \boldsymbol{c}_{ij} = \frac{\partial^2 W}{\partial q_i \ \partial q_j} \tag{4}$$

(3)

式中 q_1 ——各个方向上载荷, q_1, q_2, q_3 分别为 x, y及绕z扭转方向的载荷

无裂纹时转轴柔度为

$$\boldsymbol{c}_{s} = \operatorname{diag}\left[\frac{l^{3}}{3EI} \quad \frac{l^{3}}{3EI} \quad \frac{l}{GI_{p}}\right]$$
(5)

式中 1——刀轴转动惯量

G——剪切弹性模量

$$I_p$$
——刀轴极惯性知

含裂纹轴的柔度为附加柔度加上无裂纹时转轴 的柔度^[12]

$$\boldsymbol{c} = \boldsymbol{G}_1 \Delta \boldsymbol{c} \boldsymbol{G}_2 + \boldsymbol{c}_s \tag{6}$$

式中 G_1 、 G_2 —转换矩阵

$$\boldsymbol{k}_{l} = \boldsymbol{c}^{-1} \tag{7}$$

再进行转换得到固定坐标系下的刚度矩阵为

$$\boldsymbol{k}_{\boldsymbol{\omega}} = \boldsymbol{H}^{-1} \boldsymbol{k}_{l} \boldsymbol{H} \tag{8}$$

式中 H——坐标转换矩阵^[14]

1.4 非线性切割力

采用的甘蔗切割器切割力幅值为一刀切断甘蔗 时的最大切割力^[5]。此切割力幅值为

其中
$$v = (\omega + \dot{\alpha})R_1$$
 (10)

$$F_{x} = F \left| \sin\left(\frac{1}{2}\omega_{T}t\right) \right| \sin(\omega t_{1} + \alpha + \beta) \quad (11)$$

$$F_{y} = F \left| \sin\left(\frac{1}{2}\omega_{T}t\right) \right| \cos(\omega t_{1} + \alpha + \beta) \quad (12)$$

由于刀盘上刀片数量为4,刀盘以角速度 ω 旋转一周共受到4次甘蔗激励力,所以取 $\omega_r = 4\omega$ 。在 切割甘蔗过程中,切割力幅值按 $\left|\sin\left(\frac{1}{2}\omega_r t\right)\right|$ 三 角函数的幅值而变化。 t_1 表示刀盘每个旋转周期的 $\frac{1}{4}$ 时间历程。图2为切割力在x方向的分力 F_x 随 时间变化的谐波历程曲线。





2 动力学特性计算

以国产某型甘蔗收获机刀盘切割器作为样机, 基于以上建立的数学模型,运用四-五阶龙格库塔法 对该系统的动力特性进行数值计算与分析。计算所 需样机数据如表1所示。

長1	计算切割器动力特性所需参数与其数值
----	-------------------

Tab.1 Parameters and values of calculating dynamic characteristics of cutter

参数	m	d	l	R	R_1	e∕m	$n/r \cdot \min^{-1}$	<i>E</i> /Pa	μ	G/Pa	Φ	θ	β	γ	c/	c _T /
	∕kg	/m	/m	/m	/m						/(°)	/(°)	/(°)	/(°)	kg ${\boldsymbol{\cdot}}{\boldsymbol{s}}^{-1}$	kg \cdot m ² · s ⁻¹
数值	12.3	0.035	0.345	0.215	0.32	3×10^{-4}	500	2.0×10^{11}	0.3	7.9×10^{10}	0	26.6	30	0	400	2

2.1 刀盘轴心进动分岔特性

为了识别刀盘切割器系统非线性动力学特性, 用无裂纹系统作对比,计算了有、无裂纹时该系统在 水平面内 x 方向进动全局速度分岔特性如图 3 所 示。

由图 3a 可知,无裂纹时,刀盘系统在低转速时 为单周期运动,转速在 600 ~ 700 r/min 时为多周期 运动;由图 3b 可知,当裂纹深度为 $h = \frac{1}{2}d$ 时,系统 在低转速下已成较复杂的多周期运动,转速为 1 300 r/min以后,为单周期运动。另外,无裂纹时, 分岔图中刀盘系统第一阶临界转速为 2 400 r/min, 在该临界转速附近范围内,幅值迅速增加,但仍为单 周期运动。且在 1/4 一阶临界转速处发生了较大幅 值的振动,振幅为 1.281 mm;当裂纹深度为 $h = \frac{1}{2}d$ 时,由于裂纹使系统刚度减小,系统第一阶临界转速 减小为 2 260 r/min,且共振幅值是无裂纹时共振幅 值的 2.5 倍,同样在该临界转速的 1/4 处也发生了 较大幅值的振动,振幅为 2.261 mm。

2.2 刀盘轴心轨迹及频率特性

为了详细地识别刀盘切割器系统在转速内的动 力特性,分别选取 *n* = 500 r/min 和 *n* = 700 r/min,计 算了轴心在 *x* 方向进动的时间历程及其 FFT 变换; 另外,还计算了该工况下刀盘轴心进动轨迹,且以 Poincare 映射辅助识别运动周期解,如图 4 和图 5







Fig. 3 Bifurcation diagram of displacement of cutter along x-axis vs rotation speeds



Fig. 4 System time domain, spectrum, orbit and poincare when n = 500 r/min

(a) 无裂纹 (b) $h = \frac{1}{2}d$



图 5 n = 700 r/min 系统时域图、频谱图、轨迹图及 Poincare 图 Fig. 5 System time domain, spectrum, orbit and poincare when n = 700 r/min

83

由图 4 可知,在 n = 500 r/min 工况下,无裂纹时 刀盘轴心为三周期运动,频率成分有转速和组合频 率;含 $h = \frac{1}{2}d$ 轴裂纹时刀盘轴心为四周期运动,轴 心振动频率成分比无裂纹新增加了二倍频分量,可 能是有斜裂纹非线性因素导致的。由轴心轨迹图可 见,x 向刀盘轴心振动幅值由无裂纹时的 0.6 mm 增 加到 0.98 mm。

由图 5 可知,在 n = 700 r/min 工况下,无裂纹时刀盘轴心为四周期运动,频率成分有转速和组合频率;含 $h = \frac{1}{2}d$ 轴裂纹时刀盘轴心为三周期运动,轴心振动频率成分比无裂纹也新增加了二倍频分

量;由轴心轨迹图可见,刀盘轴心振动幅值由无裂纹时的 0.6 mm 增加到 1.5 mm。

由图 4 与图 5 可知,当转速由 n = 500 r/min 增加到 n = 700 r/min 时,无裂纹时刀盘轴心 x 向进动幅值变化不大;但含 $h = \frac{1}{2}d$ 轴裂纹的轴心 x 向进动幅值由 1.0 mm 增大到 1.7 mm。表明含裂纹轴的刀盘系统进动幅值对转速变化较敏感。

2.3 斜裂纹深度对刀盘轴心轨迹影响

为进一步获得轴裂纹深度参数对刀盘切割器非 线性动力特性的影响,选取 *n* = 800 r/min 计算了随 裂纹深度增加刀盘轴心进动轨迹和各对应的频谱 图,如图 6、7 所示。



Fig. 6 Orbit without crack under different crack depths when n = 800 r/min

(a)
$$h = 0$$
 (b) $h = \frac{1}{4}d$ (c) $h = \frac{1}{3}d$ (d) $h = \frac{1}{2}d$





(a)
$$h = 0$$
 (b) $h = \frac{1}{4}d$ (c) $h = \frac{1}{3}d$ (d) $h = \frac{1}{2}d$

由图 6 可知,在转速 *n* = 500 r/min 工况下,无裂 纹与各裂纹深度下刀盘轴心轨迹图均为四周期运 动;但有裂纹时增加了二倍频,且随裂纹增加,二倍 频的幅值递增。随裂纹深度增加,刀盘轴心 *x* 向振 动幅 值 呈 递 增 趋 势 增 长, *h* = 0 时 *x* 向 幅 值 为 0.42 mm, *h* = $\frac{1}{4}d$ 时 *x* 向幅值为 0.5 mm, *h* = $\frac{1}{3}d$ 时 *x* 向幅值为 0.54 mm, 而 *h* = $\frac{1}{2}d$ 时 *x* 向幅值增加到 0.6 mm。

由以上计算和分析可见,轴裂纹对刀盘轴心运 动的轨迹及其进动幅值和频率都有显著影响,且新 增二倍频成分。

3 结论

(1)考虑刀轴斜裂纹和非线性切割力建立了切 割器转子系统3自由度动力学方程。

(2)含轴裂纹切割器与无裂纹切割器相比在低 速时就出现多周期运动,一阶临界转速减小了且共 振幅值加大。随着转速增加,含裂纹轴的盘心运动 轨迹变得更复杂。

(3)随裂纹深度增加,刀盘轴心轨迹的形状变 得复杂,幅值逐渐增大,相应的振动频率成分中新增 二倍频的幅值递增。该结果可作裂纹识别和故障诊 断的信息。



- 1 Odouri M F, Gupta C P. Design of the revolving knife-type sugarcane basecutter [C]. ASAE Paper 88 ~ 5511,1988.
- 2 Kroes S, Harris H D. A kinematic model of dual basecutter of a sugar cane harvester [J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 1995, 62(3):163 ~ 172.
- 3 刘庆庭. 甘蔗切割机理[D]. 广州:华南农业大学,2004. Liu Qingting. The cutting mechanism of sugarcane[D]. Guangzhou: South China Agricultural University,2004. (in Chinese)
- 4 周仕城,杨望,杨坚,等.一刀切断甘蔗动力学仿真试验[J]. 农业机械学报,2011,42(1):68~73. Zhou Shicheng, Yang Wang, Yang Jian, et al. Dynamic simulation experiment of one-blade cutting sugarcane process [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(1):68~73. (in Chinese)
- 5 张正中,梁式,吕焕培,等. 基于 ANSYS/LS DYNA 的甘蔗切割动力学仿真分析[J]. 农机化研究,2010,32(1):64~67. Zhang Zhengzhong, Liang Shi,Lü Huanpei, et al. Dynamic simulation analysis of sugarcane cutting on ANSYS/LS - DYNA[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2010, 32(1): 64~67. (in Chinese)
- 6 郑吉兵,孟光.考虑非线性涡动时裂纹转子的分叉与混沌特性[J].振动工程学报,1997,10(2):190~197. Zheng Jibing, Meng Guang. The nonlinear influences of whirl speed on bifurcation and chaos of a cracked rotor[J]. Journal of Vibration Engineering,1997,10(2):190~197. (in Chinese)
- 7 朱厚军,赵玫.裂纹转子的弯扭耦合振动分析[J].振动工程学报,2001,14(3):349~353. Zhu Houjun, Zhao Mei. A study on the coupled vibration of a cracked rotor[J]. Journal of Vibration Engineineering, 2001, 14(3):349~353. (in Chinese)
- 8 朱厚军.裂纹轴刚度模型及裂纹转子动力特性的研究[D].上海:上海交通大学,2002. Zhu Houjun. Study on thestiefness model of a cracked shaft and dynamic behavior of cracked rotors[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2002. (in Chinese)
- 9 Dimarogonas A D. Vibration of cracked structures: a state of the art review [J]. Engineering Fracture Mechanics, 1996, 55(5): 831 ~ 875.
- 10 Ashish K Darpe. Coupled vibrations of a rotor with slant crack [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 305 (1 ~ 2):172 ~ 193.
- 11 林言兩. 斜裂纹转子系统的动力学特性[D]. 北京:清华大学,2009.
 Lin Yanli. Dynamic characteristics of the rotor system with a slant crack on the shaft[D]. Beijing: Tsinghua University, 2009.
 (in Chinese)
- 12 张文. 转子动力学理论基础[M]. 北京:科学出版社,1990.
- 13 褚武扬. 断裂力学基础[M]. 北京:科学出版社,1979.
- 14 林言丽,褚福磊,郝如江. 开斜裂纹转子的动力特性[J]. 振动与冲击,2008,27(1):25~29.
 Lin Yanli, Chu Fulei, Hao Rujiang. Dynamic analysis of a Jeffcott rotor system with an opening slant crack on its shaft[J].
 Journal of Vibration and Shock,2008,27(1):25~29. (in Chinese)

(上接第 79 页)

- 5 陶栋材,卢月娥,尹红,等. 偏心轮推杆行星传动内齿圈齿廓及其结构特性研究[J]. 农业工程学报,2000,16(6):18~21. Tao Dongcai, Lu Yue'e, Yin Hong, et al. Tooth profiles and structural characteristic of ring gear of epicyclic drive with eccentric wheel and push rod [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Engineering,2000,16(6):18~21. (in Chinese)
- 6 付振山,冯显英,于春玲. 滚珠型弧面凸轮分度机构的运动分析和仿真[J]. 设计与研究,2011(12):86~89. Fu Zhenshan, Feng Xianying, Yu Chunling. Motion analysis of steel ball globoidal indexing cam mechanism and simulation[J]. Design and Research,2011(12):86~89. (in Chinese)
- 7 徐芳,周志刚. 基于 ADAMS 的凸轮机构设计及运动仿真分析[J]. 机械设计与制造,2007(9):78~80. Xu Fang, Zhou Zhigang. Design and kinematics simulation of cam mechanism based on ADAMS [J]. Machinery Design and Manufacture,2007(9):78~80. (in Chinese)
- 8 侯喜林. 弧面分度凸轮机构参数优化设计和仿真[D]. 兰州:兰州理工大学,2012. Hou Xilin. Globoidal indexing cam mechanism parameters optimization design and simulation[J]. Lanzhou:Lanzhou University of Technology,2012. (in Chinese)
- 9 于红英,唐德威,王建宇. 平面五杆机构运动学和动力学特性分析[J]. 哈尔滨工业大学学报,2007,39(6):940~943.
 Yu Hongying, Tang Dewei, Wang Jianyu. Analysis of the kinematic and dynamic characteristics of a planar five-bar mechanism
 [J]. Journal of Harbin Institute of Technology,2007,39(6):940~943. (in Chinese)
- 10 张子强,常焱.振动偏心轮机构设计及其有限元分析[J]. 江南大学学报,2011,10(5):573~577. Zhang Ziqiang, Chang Yan. Structure design of vibration eccentric and its finite element analysis [J]. Journal of Jiangnan University,2011,10(5):573~577. (in Chinese)